

Porównanie efektywności wnikania masy dla mieszadeł z napowietrzaniem bełkotkowym¹

*Andrzej Heim, Jacek Stelmach
Politechnika Łódzka*

1. Wprowadzenie

Mieszanie mechaniczne z jednoczesnym napowietrzaniem jest ważnym procesem przemysłowym [1]. Znajduje ono zastosowanie m.in. w procesie oczyszczania ścieków. Dlatego nadal trwają badania mające na celu udoskonalenie już istniejących typów mieszadeł lub skonstruowanie nowych, bardziej efektywnych mieszadeł. Przez efektywność mieszadła w procesie wnikania masy rozumie się najczęściej osiągnięcie jak największych wartości współczynnika wnikania masy (lub strumienia przenikającej masy) przy jak najmniejszych nakładach energetycznych. Jednak przy tak sformułowanym problemie można zdefiniować wiele funkcji celu, niezbędnych do obliczeń optymalizacyjnych. Najprostszą z nich jest [2, 3]:

$$E_f = (w_1 \cdot k_L a) / (w_2 \cdot P_G) \quad (1)$$

W powyższej zależności $k_L a$ jest objętościowym współczynnikiem wnikania masy, P_G mocą mieszania podczas napowietrzania, a w_1 i w_2 oznaczają wagi przykładane do wnikania masy i mocy mieszania ($w_1 + w_2 = 1$). Jednak mimo swej prostoty (np. nie jest wymagana normalizacja), tak sformułowana funkcja celu często prowadzi do matematycznie słusznego wniosku, że najefektywniej pracuje mieszadło przy małej częstości obrotowej. Z procesowego punktu widzenia nie jest to dobre rozwiązanie, gdyż strumień masy w tych warunkach jest również mały. Dlatego też w niniejszej pracy zdecydowano się następująco zdefiniować funkcję celu [3]:

¹ Praca wykonana w ramach działalności statutowej W-10/1/2009/Dz.St.

$$E_f = w_1 \cdot k_L a^* - w_2 \cdot P_G^* = w_1 \cdot \frac{k_L a}{(k_L a)_{\max}} - w_2 \cdot \frac{P_G}{P_{G_{\max}}} \quad (2)$$

Aby użyć zależności (2) należy najpierw przeprowadzić normalizację, tzn. podzielić wartości $k_L a$ i P_G przez największe wartości $(k_L a)_{\max}$ i $P_{G_{\max}}$ występujące we wszystkich porównywanych układach. Ponieważ zarówno $k_L a$, jak i P_G zależą od parametrów procesowych takich jak częstość obrotowa mieszadła N i objętościowe natężenie przepływu gazu V , to najpierw należy określić te zależności.

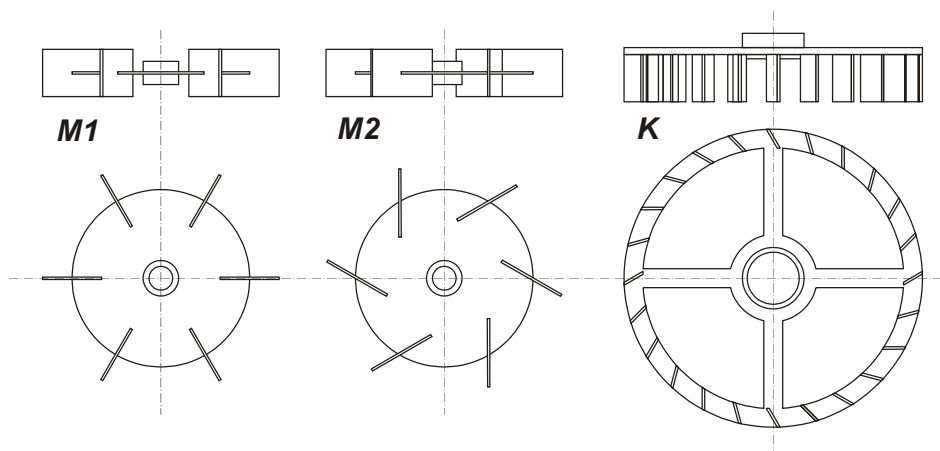
Celem niniejszej pracy jest porównanie obliczonych na podstawie równania (2) efektywności wnikania tlenu z pęcherzyków powietrza do wody dla kilku konstrukcji mieszadeł.

2. Badania

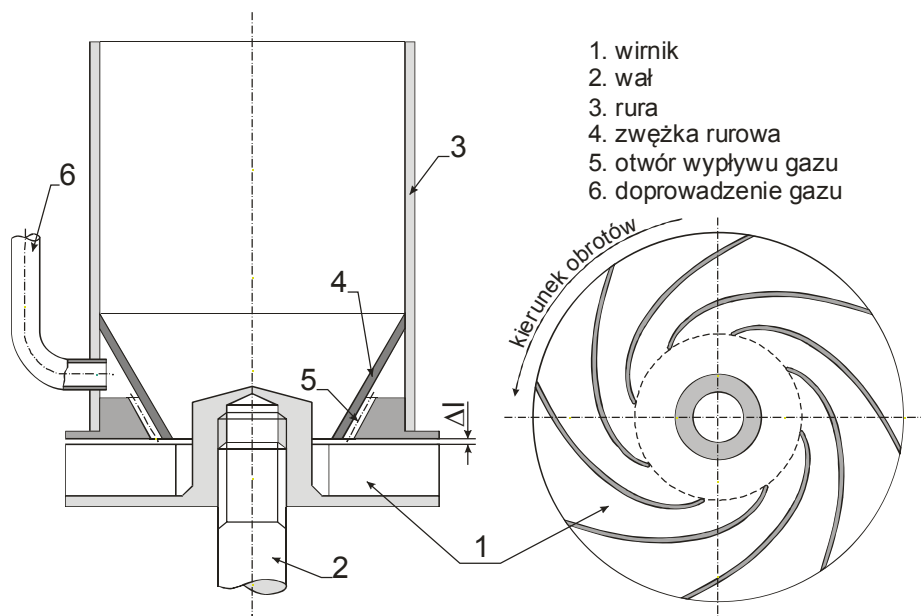
Badania efektywności procesu wnikania masy podczas mieszania z napowietrzaniem przeprowadzono w płaskodennym zbiorniku cylindrycznym o średnicy $T = 300$ mm. W zbiorniku umieszczone były cztery przegrody o szerokości $B = 0,1 \cdot D$ (nie dotyczy to mieszadła cyrkulacyjnego pracującego w zbiorniku bez przegród). Zbiornik był wypełniony wodą destylowaną ($t = 20^\circ\text{C}$) do wysokości $H = D = 300$ mm. W pomiarach z mieszadłami turbinowymi i z łopatkami wstęgowymi w dnie zbiornika umieszczona była bełkotka dostarczająca powietrze ze zbiornika sprężarki, natomiast w przypadku mieszadła cyrkulacyjnego, jego komora powietrzna była połączona ze sprężarką. Strumień dostarczanego gazu wynosił od $V = 1$ m³/h do $V = 4$ m³/h, co odpowiada obciążeniu aparatu od 2,8 do 56,5 m³/(m²h). W ścianie bocznej zbiornika umieszczona była elektroda tlenowa mierząca zmiany stężenia tlenu podczas napowietrzania. Tlen z wody był usuwany przez jej przedmuchiwanie azotem.

Do badań użyto następujących typów mieszadeł (w dalszej części pracy używane będą poniższe oznaczenia liczbowe):

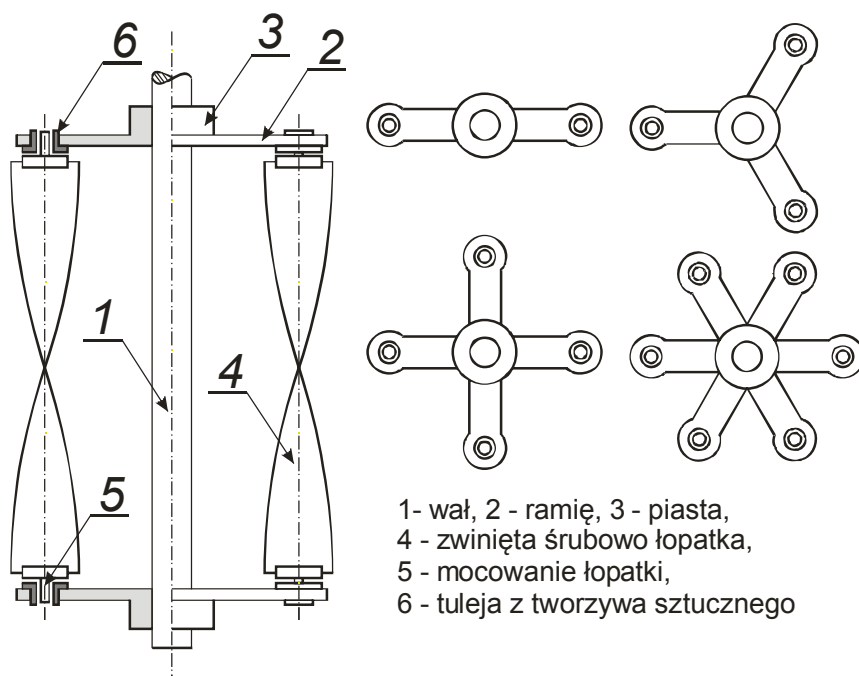
1. turbinowo-tarczowego (rys. 1 – M1),
2. turbinowo-tarczowego z kierownicą strug (rys. 1 – M1 + K),
3. turbinowo-tarczowego z odchylonymi łopatkami z kierownicą (rys. 1 – M2 + K),
4. cyrkulacyjnego [4] (rys. 2),
5. ze zwiniętymi śrubowo łopatkami wstęgowymi w liczbie od 2 do 6 [5, 6, 7] (rys. 3).



Rys. 1. Mieszadła turbinowo-tarczowe i kierownica
 Fig. 1. Turbine impellers and stator



Rys. 2. Mieszadło cyrkulacyjne
 Fig. 2. Circulation impeller



1- wał, 2 - ramię, 3 - piasta,
4 - zwinięta śrubowo łopatką,
5 - mocowanie łopatk,
6 - tuleja z tworzywa sztucznego

Rys. 3. Mieszadło ze zwiniętymi śrubowo łopatkami wstęgowymi
Fig. 3. Impeller with coiled helical rotary paddles

Mieszadła turbinowo-tarczowe miały średnicę $D = T/3 = 100$ mm (wewnętrzna średnica statora wynosiła 110 mm), średnica wirnika mieszadła cyrkulacyjnego wynosiła $D = 130$ mm, natomiast największa odległość między końcami mieszadła z łopatkami wstęgowymi (przyjęta za jego średnicę) wynosiła $D = 146$ mm. Częstość obrotowa mieszadeł była regulowana w zakresie od $N = 200$ do $N = 800 \text{ min}^{-1}$ (tj. od $3,33$ do $13,33 \text{ s}^{-1}$).

3. Omówienie wyników

3.1. Zapotrzebowanie mocy bez napowietrzania

Omawiane w niniejszej pracy mieszadła mogą pracować również bez dyspergowania gazu w cieczy. Wówczas moc mieszania jest większa niż w układzie dwufazowym i ze względu na dobór silnika napędowego jej znajomość jest niezbędna. Równanie wymiarowe służące do obliczania mocy mieszadeł ma postać:

$$P = C \cdot N^a \cdot z^c \quad (3)$$

Wartości współczynnika C i wykładników potęg obliczone metodą najmniejszych kwadratów po linearyzacji przez obustronne zlogarytmowanie zestawiono w tabeli 1 (dla częstości obrotowej N wyrażonej w $[\text{min}^{-1}]$).

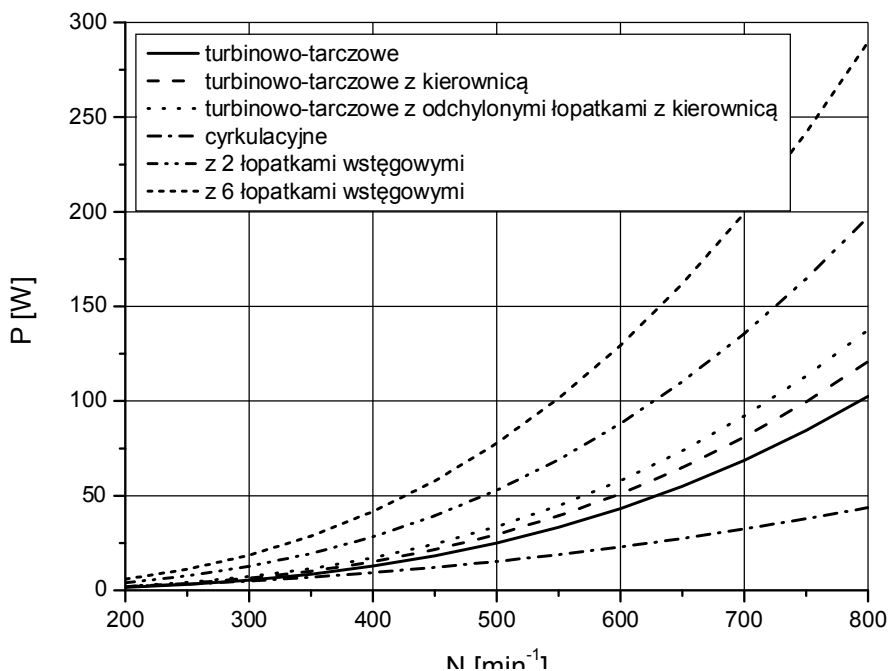
Tabela 1. Wartości współczynników regresji dla równaniu (3)

Table 1. Values of regression coefficients for equation (3)

Mieszadło	C	a	c	$Eu=P/(N^3D^5\rho)$
1	0,0432	3	0	4,32
2	0,051	3	0	5,10
3	0,058	3	0	5,80
4	$1,47 \cdot 10^{-5}$	9/4	0	$1,43 \div 0,50$
5	$1,15 \cdot 10^{-6}$	2,8	0,35	$1,65 \div 2,43$

Wartość wykładnika potęgi przy częstości obrotowej (równanie (3)) nie różni się znacząco od wartości 3 podawanej w literaturze przedmiotu. Odrębnie potraktowania wymaga mieszadło cyrkulacyjne. Ponieważ to mieszadło pracuje w mieszalniku bez przegród to przy wale tworzy się lej, który już przy stosunkowo niewielkiej częstości obrotowej dochodzi do wirnika mieszadła. Powietrze z leja zaczyna wówczas wpływać w przestrzeń wirnika, co powoduje zmniejszenie zapotrzebowania mocy. Bezwzględne zapotrzebowanie mocy dla badanych mieszadeł przedstawiono na rysunku 4. Jak wynika z jego analizy największą mocą mieszania charakteryzuje się mieszadło z łopatkami wstęgowymi. Decyduje o tym duża, w porównaniu do pozostałych badanych konstrukcji, powierzchnia łopatek.

W tabeli 1 zestawiono również wartości liczby Eulera (mocy mieszania) dla poszczególnych mieszadeł. Największe wartości występują dla mieszadeł turbinowo-tarczowych, przy czym wprowadzenie kierownicy strug (statora) zwiększa moc mieszania. Ze względu na większą średnicę mieszadło z łopatkami wstęgowymi ma mniejsze wartości liczby mocy mieszania niż mieszadło turbinowo tarczowe.



Rys. 4. Zapotrzebowanie mocy

Fig. 4. Power consumption

3.2. Zapotrzebowanie mocy podczas napowietrzania

Gdy mieszadło pracuje w układzie dwufazowym ciecz-gaz obserwuje się zmniejszenie mocy mieszania w porównaniu do układu jednofazowego. Moc mieszania z jednoczesnym napowietrzaniem opisano wymiarowym równaniem korelacyjnym

$$P_G = C_1 \cdot N^a \cdot V^b \cdot Z^c \quad (4)$$

Dla częstości obrotowej mieszadeł N wyrażonej w $[\text{min}^{-1}]$ i strumienia gazu V w $[\text{m}^3/\text{h}]$ wartości współczynników równania (4) zestawiono w tabeli 2.

W przypadku dostarczania gazu przez bełkotkę pod mieszadło moc mieszania jest proporcjonalna częstości obrotowej w potęgze trzeciej (mieszadła turbinowo-tarczowe) lub też wartość wykładnika potęgi przy częstości obrotowej jest niewiele mniejsza od 3 (mieszadło ze zwiniętymi śrubowo łopatkami). Znacząco od tych wartości, podobnie jak podczas mieszania bez napowietrzania, odbiega wykładnik potęgi w przypadku mieszadła cyrkulacyjnego. Jego mniejsza wartość sugeruje, że w pobliżu wirnika gęstość mieszaniny ciecz-gaz jest mniejsza niż ma to miejsce dla pozostałych mieszadeł. Dlatego też wartość

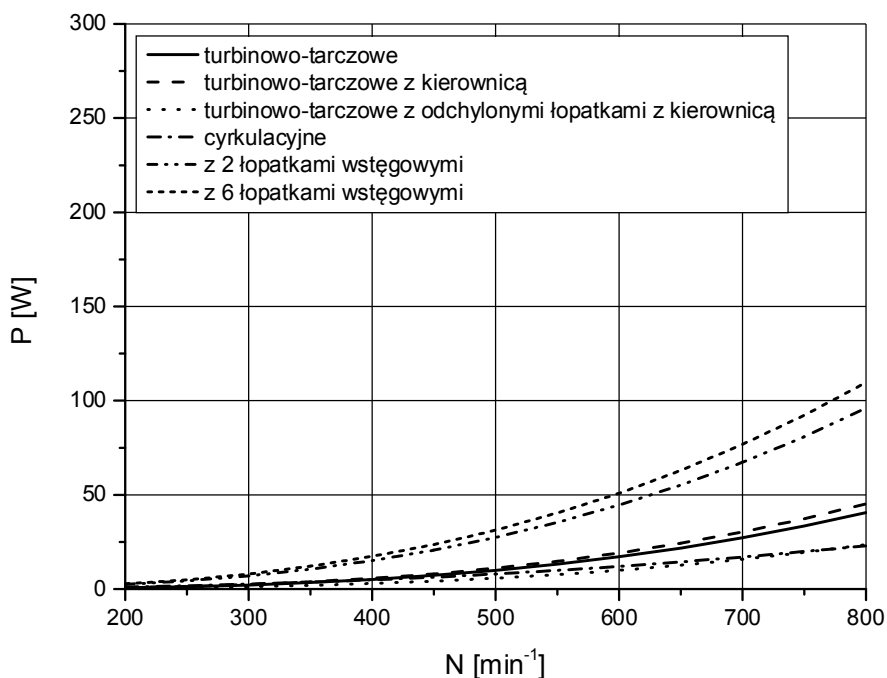
bezwzględna wykładnika potęgi przy strumieniu gazu jest mniejsza niż dla mieszadeł turbinowo-tarczowych. Równie mała wartość tegoż wykładnika dla mieszadła z łopatkami zwiniętymi śrubowo może wskazywać, że to mieszadło nie najlepiej dysperguje gaz w cieczy.

Tabela 2. Wartości współczynników regresji dla równaniu (4)

Table 2. Values of regression coefficients for equation (4)

Mieszadło	C_1	a	b	c
1	$9,26 \cdot 10^{-8}$	3	-1/3	0
2	$12,25 \cdot 10^{-8}$	3	-1/4	0
3	$7,99 \cdot 10^{-8}$	3	-2/5	0
4	$8,50 \cdot 10^{-6}$	9/4	-1/6	0
5	$2,00 \cdot 10^{-6}$	8/3	-1/6	1/8

Na rysunku 5 przedstawiono zapotrzebowanie mocy badanych mieszadeł podczas napowietrzania przy natężeniu przepływu $V = 4 \text{ m}^3/\text{h}$.



Rys. 5. Zapotrzebowanie mocy podczas napowietrzania

Fig. 5. Power consumption with aeration

W mieszaniu dwufazowej ciecz-gaz następuje około dwukrotne zmniejszenie mocy mieszania przy tej samej częstotliwości obrotowej mieszadła w porównaniu do układu jednofazowego. Jedynie dla mieszadła z 6-oma łopatkami wstęgowymi zaobserwowano większe, bo ok. 2,5 krotne zmniejszenie mocy mieszania.

3.3. Objętościowy współczynnik wnikania masy

Zależność objętościowego współczynnika wnikania masy od zmiennych procesowych opisano zależnością wymiarową:

$$k_L a = C_2 \cdot N^a \cdot V^b \cdot z^c \quad (5)$$

Wartości współczynników regresji równania (5) zestawiono w tabeli 3, dla częstotliwości obrotowej mieszadeł N wyrażonej w $[\text{min}^{-1}]$ i strumienia gazu V w $[\text{m}^3/\text{h}]$.

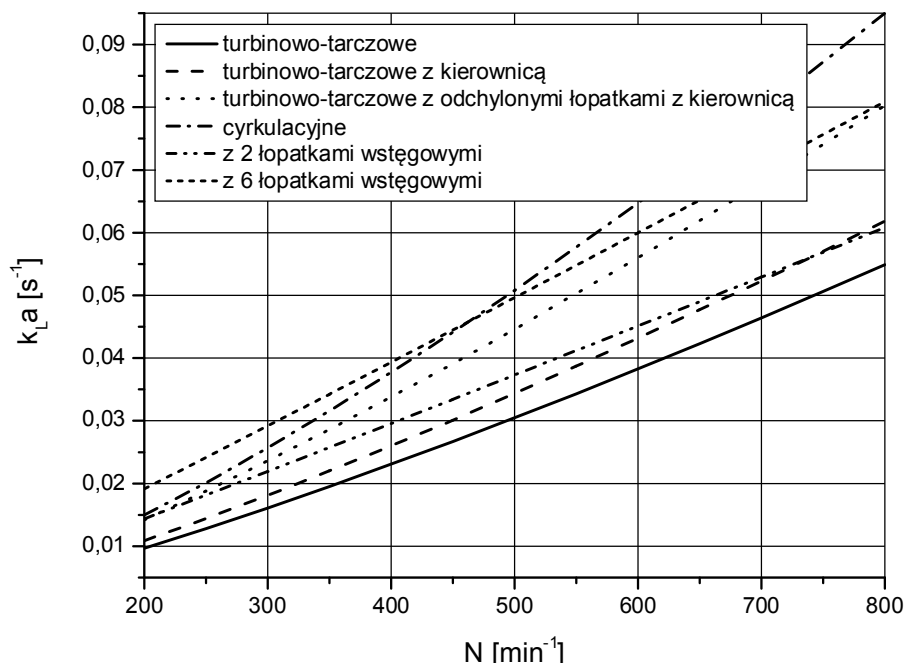
Tabela 3. Wartości współczynników regresji dla równaniu (5)

Table 3. Values of regression coefficients for equation (5)

Mieszadło	C_2	a	b	c
1	$1,22 \cdot 10^{-5}$	5/4	1/8	0
2	$1,22 \cdot 10^{-5}$	5/4	1/8	0
3	$1,33 \cdot 10^{-6}$	5/4	1/4	0
4	$2,39 \cdot 10^{-5}$	8/7	1/7	0
5	$3,25 \cdot 10^{-5}$	1	1/3	1/4

Dla wszystkich przebadanych typów mieszadeł wykładnik potęgi przy częstotliwości obrotowej jest albo równy jedności, albo nieco od niej większy. Oznacza to, że zmiana wartości objętościowego współczynnika wnikania masy jest w przybliżeniu wprost proporcjonalna do zmiany częstotliwości obrotowej mieszadła przy określonym strumieniu gazu. Wpływ zmian strumienia gazu w dwóch przypadkach (mieszadła **3** i **5**) jest znacząco różny od pozostałych. Znacznie większa wartość wykładnika potęgi sugeruje nieco inny mechanizm dyspergowania gazu przez oba typy mieszadeł. Szczegółowe wyjaśnienie tej zależności wymaga dalszych badań i wychodzi poza ramy niniejszej pracy.

Na rysunku 6 przedstawiono zależność objętościowego współczynnika wnikania masy k_{LA} dla badanych mieszadeł przy strumieniu gazu wynoszącym $V = 4 \text{ m}^3/\text{h}$.

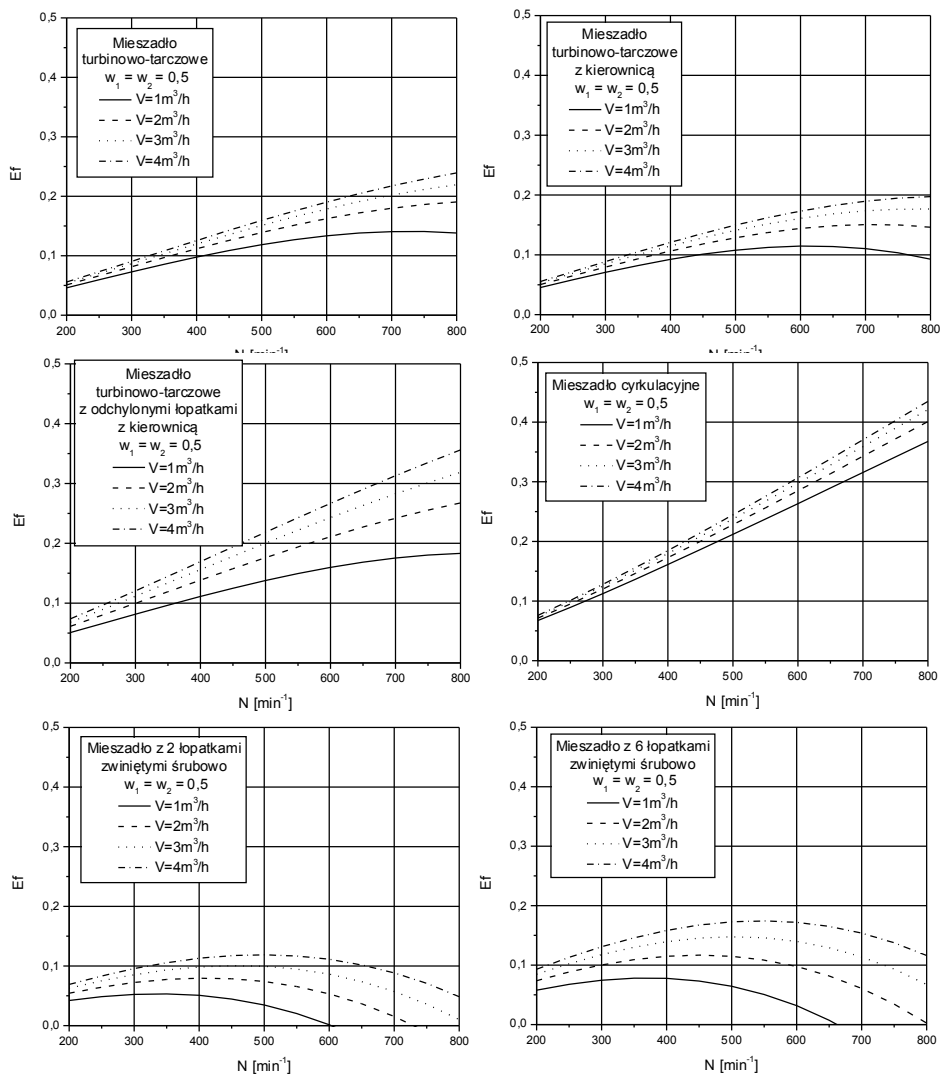


Rys. 6. Objętościowy współczynnik wnikania masy
Fig. 6. Volumetric mass transfer coefficient

Najmniejsze wartości k_La uzyskane zostały dla mieszadła turbinowo-tarczowego. Zastosowanie kierownicy strug (statora) zwiększa wartości k_La dla tego mieszadła, jednak jeszcze większy efekt daje odchylenie łopatek. Przy większych częstościach obrotowych osiąga się wówczas wartości k_La zbliżone do mieszadła z 6-oma łopatkami wstęgowymi. Mieszadło to zapewnia najlepsze wnikanie masy w zakresie mniejszych częstości obrotowych ($N < 475 \text{ min}^{-1}$), natomiast zmniejszanie liczby łopatek znacząco zmniejsza wartości k_La . Przy częstościach obrotowych większych od 500 min^{-1} najlepsze warunki dla wnikania masy stwarza mieszadło cyrkulacyjne.

3.4. Efektywność pracy

Efektywność procesu wnikania tlenu podczas mieszania z napowietrzaniem obliczano w oparciu o równanie (2). Uzyskane rezultaty dla wartości wag $w_1 = w_2 = 0,5$ przedstawiono na rysunku 7 (dla ułatwienia porównań skale na wykresach są jednakowe).



Rys. 7. Porównanie efektywności dla $w_1 = w_2 = 0,5$

Fig. 7. Efficiency comparison for $w_1 = w_2 = 0,5$

Z porównania wykresów efektywności wynika, że dwa mieszadła, tj. mieszadło turbinowo-tarczowe z odchylonymi łopatkami z kierownicą oraz mieszadło cyrkulacyjne wykazują największą efektywność wnikania masy w przebadanym zakresie zmienności częstości obrotowej i strumienia gazu.

W wszystkich przebadanych układach mieszająco-napowietrzających zwiększenie strumienia gazu przy ustalonej częstotliwości obrotowej skutkuje zwiększeniem efektywności wnikania masy. Jednak ze względu na zjawisko zachłyśnięcia się mieszadła stwierdzenie to jest prawdziwe tylko do pewnej wartości natężenia przepływu gazu. Należy w tym miejscu zauważyć, że stosowane w doświadczeniach obciążenie mieszalnika fazą gazową jest kilka razy mniejsze od podawanej w literaturze wartości maksymalnej dla mieszadła turbinowo-tarczowego ($500 \text{ m}^3/(\text{m}^2\text{h})$). Jednak już przy tych obciążeniach fazą gazową obserwowano silne pienienie się zawiesin biologicznych. Jest to niekorzystne zjawisko i jego eliminacja wymaga instalowania mechanicznych „łamaczy” piany lub stosowania środków chemicznych.

Gdy na wykresie występują maksima efektywności, to można zauważyć, że przesuwają się one w kierunku większych częstotliwości obrotowych gdy zwiększa się strumień gazu. Spośród przebadanych konstrukcji w zakresie mniejszych częstotliwości obrotowych najefektywniej pracuje mieszadło z łopatkami ślimakowymi. Może to być ważne w przypadku napowietrzania zawiesin biologicznych, w których zachodzi niebezpieczeństwo niszczenia powstających struktur mikroorganizmów.

Największą efektywność wykazują mieszadło turbinowo-tarczowe z odchylonymi łopatkami z kierownicą oraz mieszadło cyrkulacyjne, szczególnie w zakresie większych częstotliwości obrotowych.

W przypadku mieszadła ze zwiniętymi śrubowo łopatkami większe efektywności uzyskuje się dla większej liczby łopatek, przy ustalonych pozostałych parametrach procesowych. Jednak zwiększenie liczby łopatek z 2 do 6 powoduje wzrost efektywności jedynie o ok. 50%.

4. Wnioski

W omawianym przypadku użyto równych wartości wagowych. Jeżeli jednak z procesowego punktu widzenia ważniejsze jest osiągnięcie dużych wartości objętościowego współczynnika wnikania masy, nawet kosztem zwiększenia zapotrzebowania mocy, to należy zwiększyć wartość wagową przy członie wnikania masy. Nie powinno to jednak zmienić prawdziwości następujących wniosków.

W przebadanym zakresie zmienności parametrów procesowych największą efektywność wnikania masy wykazują: mieszadło cyrkulacyjne oraz mieszadło turbinowo-tarczowe z odchylonymi łopatkami z kierownicą.

Zastosowanie kierownicy strug do standardowego mieszadła turbinowo-tarczowego prawie nie zmienia jego efektywności.

W zakresie mniejszych częstotliwości obrotowych mieszadło z 6-oma śrubowo zwiniętymi łopatkami wykazuje dobrą efektywność wnikania masy.

Literatura

1. **Paul E.L., Atiemo-Obeng V.A., Kresta S.M.:** *Handbook of industrial mixing*. John Wiley & Sons, New Jersey 2004.
2. **Kuncewicz Cz., Stelmach J.:** *A self-aspirating disk impeller – an optimization attempt*. Mat. 10th Europ. Conf. on Mixing, Delft, 2000.
3. **Stelmach J.:** *Efektywność mieszadeł turbinowo-tarczowych z kierownicą*. Przemysł Chemiczny, 85 (8-9), 2006.
4. Patent nr 267426 – Urządzenie do mieszania gazu z cieczą.
5. Patent nr 151391.
6. **Rzyski E., Stelmach J.:** *Napowietrzanie z użyciem mieszadła ze zwiniętymi śrubowo łopatkami wstęgowymi*. Inż. Apar. Chem., 44 (36), 2005.
7. **Stelmach J., Rzyski E., Heim A.:** *Operating efficiency of an impeller with coiled rotary paddles*, Inż. Chem. Proc. 27, 2006.

Comparison of Mass Transfer Efficiency for Impellers with Sparger Aeration

Abstract

In the study the mass transfer efficiency for several types of impellers (a turbine-disc impeller, a turbine-disc impeller with a stator, a turbine impeller with bent rectangular paddles, a circulation impeller and an impeller with coiled helical rotary paddles) with sparger aeration was compared. The impeller efficiency was defined as follows:

$$E_f = w_1 \cdot k_L a^* - w_2 \cdot P_G^* = w_1 \cdot \frac{k_L a}{(k_L a)_{\max}} - w_2 \cdot \frac{P_G}{P_{G_{\max}}}$$

where:

- w_1 and w_2 – weighted values,
- $k_L a$ – volumetric mass transfer coefficient,
- P_G – power consumption with aeration.

The power consumption and volumetric mass transfer coefficient were determined as functions of process parameters (rotation frequency, gas flow, number of paddles). Next the maximum values of $k_L a$ and P_G were calculated for normalization of equation. In this paper equal values $w_1 = w_2 = 0.5$ were assumed (the power consumption and mass transfer have the same weight).

The greatest efficiency in the investigated scope of process variables may be attributed to a circulation impeller and a turbine impeller with bent rectangular paddles with a stator. A particularly high efficiency is attained by those impellers in the range of high rotation frequencies. Nevertheless, at this point one may observe the process of

destruction of microorganism structures. Hence, an impeller with six coiled helical rotary paddles, working effectively in the range of smaller rotation frequencies, is suitable for aeration of biological suspensions.

The results for other weighted values are not presented in this paper but impeller rating is the same. For $w_1 = 0.25$ maximum values are shifted in small rotational frequency direction and for $w_1 = 0.75$ the situation is opposite.

The impeller with coiled helical rotary paddles will be investigated.

